



ISAV2024

چهاردهمین کنفرانس بین المللی آکوستیک و ارتعاشات
۲۱ و ۲۲ آذر ماه ۱۴۰۳ کرج - ایران



مطالعه خستگی اتصال جوشکاری مخزن انبساط ترانسفورماتور توزیع به بدنه تحت ارتعاشات ناشی از حمل و نقل جاده‌ای

حسام الدین ارغندا*، آرمیتا عزتی^ب، حدیث مرادلو^ب، احمد مهدوی^ج، علی اصغر طاهری^د

ایران، زنجان، دانشگاه زنجان، دانشکده مهندسی، کد پستی: ۴۵۱۷۱۳۸۷۹۱، استادیار گروه مهندسی مکانیک
ایران، زنجان، دانشگاه زنجان، دانشکده مهندسی، کد پستی: ۴۵۱۷۱۳۸۷۹۱، دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک
ایران، زنجان، شرکت ترانسفورماتورسازی کوشکن، کد پستی: ۴۵۳۳۱۵۳۳۷۸، عضو هیئت مدیره و مشاور مدیر عامل
ایران، زنجان، شرکت ترانسفورماتورسازی کوشکن، کد پستی: ۴۵۳۳۱۵۳۳۷۸، کارشناس واحد تحقیق و توسعه
*پست الکترونیکی نویسنده مسئول: arqhand@znu.ac.ir

چکیده

در این مقاله با مدل سازی یک درجه آزادی مخزن انبساط یک ترانسفورماتور توزیع 25 kVA خستگی اتصال جوشکاری شده مخزن انبساط به بدنه تحت خمش و کشش ناشی از تحت تحریک پایه در موقع حمل و نقل جاده‌ای آن مورد مطالعه قرار گرفته است. تحریک ناشی از حمل و نقل جاده‌ای، به صورت تابع هارمونیک با فرکانس منطبق بر رزونانس مود خمشی اول در نظر گرفته شده است و شدت آن بر اساس توصیه‌های مراجع راهنما در خصوص تعیین کلاس حمل و نقل به سازندگان تعیین شده است. با در نظر گرفتن فرضیات واقع بینانه جهت ساده سازی مدل، تنش‌های ثابت و سیکنی ایجاد شده در محل جوشکاری بدست آمده و با استفاده از تئوری انرژی واپیچشی، تنش وون مایرز معادل بدست آمده است. سپس بر اساس تئوری‌های خستگی به تعیین ضریب اطمینان هندسه موجود پرداخته شده است. نشان داده شده است که ضریب اطمینان برای عمر نامحدود برای دو کلاس مختلف حمل و نقل بر اساس توصیه مراجع راهنما معادل $6/2$ برای جاده‌ها و حمل کننده‌های متوسط و $8/2$ برای جاده‌ها و حمل کننده‌های خوب بدست آمد.

کلمات کلیدی: ترانسفورماتور؛ ارتعاش ناشی از حمل و نقل؛ مخزن انبساط؛ خستگی جوش.

۱- مقدمه

ترانسفورماتورهای توزیع از تجهیزات بسیار پر کاربرد و رایج در صنعت و شبکه توزیع برق هستند. به طور معمول این تجهیزات در مدت عمر خود اغلب تحت بارگذاری استاتیکی است. اما در برخی شرایط از جمله مونتاز، حمل و نقل، نصب، زلزله و ... نیز بارهای دینامیکی روی ترانسفورماتورها اعمال می‌شود. یکی از مهم‌ترین بارگذاری‌های دینامیکی روی این تجهیزات، ارتعاشات منتقل شده به

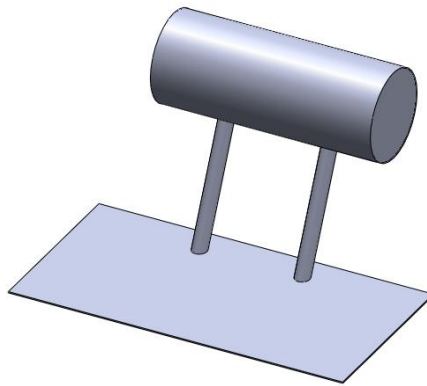
آنها در مواقع حمل و نقل است. این ارتعاشات به عواملی مانند نوع جاده، نوع سیستم تعلیق حمل‌کننده مورد استفاده و همچنین سرعت حرکت وابسته است. در موقع حمل و نقل، اجزایی که امتداد نصب و قرارگیری آنها با راستای شتاب گرانشی زمین و شتاب اعمال شده از طرف جاده زاویه دارد، ایجاد ممان ناشی از شتاب وارد شده می‌کنند و تنش‌های قابل توجهی در محل اتصالات آنها ایجاد می‌شود که ممکن است منجر به آسیب در محل اتصالات گردد. برای بررسی این موضوع، باید به محدوده فرکانس‌های طبیعی از سازه که در معرض تحریک است، بیشتر توجه کرد. به طور کلی سازه‌های میرا که دارای یک یا چند مود ارتعاشی در محدوده فرکانسی تحریکات ناشی از حمل و نقل هستند، دچار تغییر شکل شده و نیروها و تنش‌های قابل توجهی را متحمل می‌شوند [۱]. در این مواقع ممکن است قسمت‌های مختلف ترانسفورماتور تحت تنش‌های چرخه‌ای قرار گرفته و در نهایت منجر به خرابی ناشی از خستگی آن بخش‌ها شود.

ارتعاشات وارد در زمان حمل و نقل یکی از مسائل مورد توجه محققین است [۲ و ۳]. یکی از پارامترهای دینامیکی و مهم سازه‌ها نسبت میرایی است که می‌تواند از بروز پدیده تشدید در هنگام حمل و نقل جلوگیری کند. همچنین بسته‌بندی مناسب می‌تواند با ایزوله کردن سازه، ارتعاشات وارد از جاده به آن را مهار کند. یودانگ فان و همکاران [۴] نشان دادند که ارتعاش بیش از حد باعث بروز عیوب مکانیکی و عایقی، سایش هسته آهنی، خستگی بست و گرمای بیش از حد موضعی در ترانسفورماتور می‌شود. در این پژوهش ارتعاشات ناشی از حمل و نقل جاده‌ای برای ۱۲ ساعت و بیش از ۱۰۰۰ کیلومتر طی مسافت مورد پایش آنالیز قرار گرفت. ناهمواری سطح جاده یکی از دلایل اصلی ارتعاش حین حمل و نقل است. بر این اساس در پژوهش مذکور بر اساس توصیه‌های مراجع استاندارد [۵] جاده‌ها به ۶ دسته بزرگراه بدون شیب، بزرگراه شیب‌دار رو به پایین، بزرگراه شیب‌دار رو به بالا، جاده با کیفیت سطح خوب (کلاس ۱)، جاده با کیفیت سطح متوسط (کلاس ۲) و مکان‌های خدماتی تقسیم‌بندی شده است. سیگنال‌های ارتعاشی ثبت شده در جاده‌های مختلف در حوزه زمان و حوزه فرکانس مورد مطالعه قرار گرفته است [۴]. به طور کلی ارتعاشات وارد بر محموله در زمان حمل و نقل جاده‌ای از جهات مختلف به خصوص اطمینان از عدم وارد شدن آسیب به آن حائز اهمیت بوده و برای کالاهای مختلفی مورد توجه محققین قرار گرفته است و البته راهکارهای مختلفی نیز برای پیشگیری از آسیب ارائه شده است [۶]. جهت اطمینان از حفظ سلامت ترانسفورماتورها در موقع حمل و نقل، لازم است ملاحظات در طراحی در نظر گرفته شود. استاندارد *IEC 60721-3-2* [۷] از جمله مراجعی است که برای حمل و نقل ترانسفورماتورها کلاس‌های مشخصی را تعیین کرده است که سازندگان محصولات خود را در این کلاس‌ها تولید و عرضه می‌کنند.

در این پژوهش، اثر بارگذاری دینامیکی ناشی از حمل و نقل جاده‌ای بر اساس توصیه‌های مربوط به کلاس تعیین شده از طرف سازنده برای یک نمونه ترانسفورماتور توزیع 25 kVA برای بررسی ضریب اطمینان در برابر خستگی در ناحیه جوشکاری شده مربوط به مخزن انبساط مورد بررسی قرار می‌گیرد. با ساده‌سازی ورودی‌های مسأله و در نظر گرفتن فرضیات واقع‌بینانه، تنش‌های استاتیکی و دینامیکی وارد بر اتصال جوش استخراج می‌شود و ضریب اطمینان برای داشتن عمر نامحدود خستگی در این طراحی محاسبه می‌گردد.

۲- مدل‌سازی مسأله

ترانسفورماتورها شامل اجزاء مختلفی از جمله هسته، سیم‌پیچ، تپ چنجر، مخزن انبساط روغن و غیره هستند. در ترانسفورماتور توزیع 25 kVA که در این مقاله مورد مطالعه است (شکل ۱-الف)، مخزن انبساط توسط لوله‌هایی که به بدنه اصلی ترانسفورماتور ارتباط دارند مهار شده است و کل وزن مخزن نیز توسط همین لوله‌ها تحمل می‌گردد. لوله‌های مخزن با زاویه ۶۵ درجه نسبت به سطح بالایی بدنه (درب مخزن اصلی) قرار گرفته‌اند و مخزن انبساط روغن به انتهای آن‌ها متصل شده است. محل اتصال لوله‌ها به بدنه و همچنین به مخزن انبساط جوشکاری شده است. در شکل ۱-ب) مدل قرارگیری مخزن انبساط و لوله‌ها با جزئیات بیشتر نشان داده شده است. مشخصات مواد به کار رفته در ترانسفورماتور مورد مطالعه و برخی پارامترهای دیگر از جمله پارامترهای هندسی حائز اهمیت در مطالعه حاضر در جدول (۱) ارائه شده است. در ادامه این بخش، ابتدا مجموعه مخزن انبساط و لوله‌های نگهدارنده آن به صورت دو سیستم یک درجه آزادی مدل‌سازی می‌شوند و فرکانس‌های طبیعی آن استخراج می‌گردد. سپس، پاسخ سیستم‌های یک درجه آزادی به تحریک جاده مطالعه خواهد شد. در ادامه، تنش‌های ایجاد شده در ناحیه جوشکاری شده (اتصال لوله به بدنه اصلی) تحت تأثیر ارتعاشات ناشی از تحریک هارمونیک بدست می‌آید و در نهایت به مطالعه مقاومت اتصال در برابر عمر خستگی پرداخته خواهد شد.



(ب)



(الف)

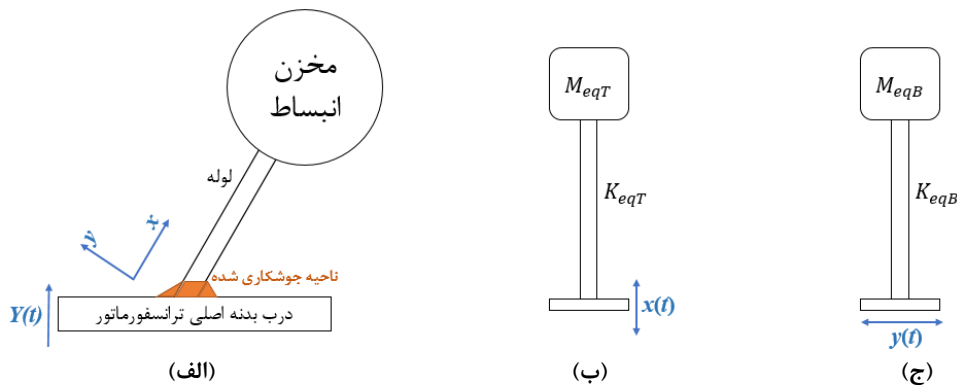
شکل ۱- الف) ترانسفورماتور سه فاز توزیع ۲۵ kVA ب) مدل سه‌بعدی نشان‌دهنده نحوه قرارگیری و اتصال مخزن انبساط به درب مخزن اصلی

جدول ۱- مشخصات مواد و پارامترهای مورد نیاز برای مدل‌سازی مخزن انبساط

عنوان	نماد	مقدار
جنس لوله	-	S195T
مدول الاستیسیته لوله	E	210 GPa
تنش نهایی لوله	S_u	340 MPa
قطر خارجی لوله	D_p	33.7 mm
قطر داخلی لوله	d_p	26 mm
طول لوله	L_p	280 mm
چگالی لوله و مخزن انبساط	ρ	7850 kg/m ³
قطر خارجی مخزن انبساط	D_c	200 mm
ضخامت ورق مخزن انبساط	t_c	1.5 mm
طول مخزن انبساط	L_c	500 mm
چگالی روغن	ρ_o	850 kg/m ³

۲-۱ مدل‌سازی دینامیکی مخزن انبساط

برای هدف مورد نظر در پژوهش حاضر، مجموعه مخزن انبساط و لوله‌های نگهدارنده آن به صورت دو سیستم یک درجه آزادی مجزا از هم تفکیکی و مدل‌سازی می‌شوند. در شکل ۲) سیستم‌های معادل برای این منظور نشان داده شده‌اند. تحریک اعمال شده از پایه $Y(t)$ در راستای قائم در نظر گرفته شده است. بدین ترتیب، این جابجایی به دو مولفه، یکی در راستای لوله (به صورت $x(t)$ که منجر به تحریک طولی مجموعه می‌گردد) و دیگری در راستای عمود بر لوله (به صورت $y(t)$ که منجر به تحریک عرضی مجموعه می‌گردد) تجزیه شده است.



شکل ۲- مدل‌سازی مجموعه مخزن انبساط با سیستم یک درجه آزادی (الف) شماتیک قرارگیری مخزن و لوله‌ها (ب) مدل یک درجه آزادی برای مطالعه ارتعاشات طولی مخزن (ج) مدل یک درجه آزادی برای مطالعه ارتعاشات عرضی مخزن

در معادل‌سازی سیستم‌های یک درجه آزادی مذکور، لوله‌های نگهدارنده مخزن انبساط به عنوان دو فنر موازی در نظر گرفته می‌شوند. ضریب سفتی این فنرها برای سیستم یک درجه آزادی مورد نظر برای مطالعه ارتعاش عرضی (K_{eqB}) و ارتعاش طولی (K_{eqT}) به ترتیب از روابط (۱) و (۲) بدست می‌آید:

$$K_{eqB} = \frac{3EI}{L_p^3} \quad (1)$$

$$K_{eqT} = \frac{AE}{L_p} \quad (2)$$

در روابط فوق I و A به ترتیب ممان اینرسی سطح لوله و مساحت سطح مقطع لوله‌ها است. جرم معادل مورد نظر برای مدل‌سازی‌های ارتعاش عرضی (M_{eqB}) و ارتعاش طولی (M_{eqT}) از روابط (۳) و (۴) بدست می‌آید:

$$M_{eqB} = 2 \times \frac{33}{140} M_P + M_C + M_O + M_a \quad (3)$$

$$M_{eqT} = 2 \times \frac{1}{3} M_P + M_C + M_O + M_a \quad (4)$$

که در آن M_P جرم لوله‌ها، M_C جرم مخزن، M_O جرم روغن و M_a جرم متعلقات اضافی متصل به مخزن انبساط است. ضرایب در نظر گرفته شده برای جرم لوله‌ها نیز برای معادل‌سازی اثر جرم لوله در سر آن اعمال شده است [۸]. با در دست داشتن مقادیر سفتی معادل و جرم معادل در دو سیستم یک درجه آزادی مربوط به حرکت طولی و حرکت عرضی به جای K_{eq} و M_{eq} ، فرکانس طبیعی آنها از رابطه (۵) بدست می‌آید.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{eq}}{M_{eq}}} \quad (5)$$

۲-۲ حل ارتعاشات اجباری مخزن انبساط پاسخ سیستم به تحریک جاده

می‌توان نشان داد که در سیستم یک درجه آزادی تحت تحریک هارمونیک پایه به صورت $z(t) = Z_0 \sin(\omega t)$ ، حداکثر دامنه نیروی وارد بر پایه (F) از رابطه (۶) محاسبه می‌شود [۸]:

$$F = K_{eq} Z_0 r^2 \sqrt{\frac{1 + 2\zeta r}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (6)$$

که در آن r نسبت فرکانس تحریک به فرکانس طبیعی سیستم و ζ نسبت میرایی سیستم است. این نسبت از تقسیم میرایی به میرایی بحرانی بدست می‌آید. به کمک رابطه (۶) نیروی وارد بر تکیه‌گاه برای هر دو مدل یک درجه آزادی مورد نظر در ارتعاش طولی و ارتعاش

عرضی قابل استخراج است. لازم است در محاسبه تنش‌ها توجه گردد که اثر هر کدام از این نیروها به درستی در محاسبه تنش‌ها لحاظ گردد.

۲-۳ محاسبه تنش‌های ناشی از نیروهای استاتیکی و دینامیکی در تحریک پایه هارمونیک

برای محاسبه تنش‌ها در سطح مقطع جوش خورده، ابتدا لازم است که مساحت ناحیه جوش محاسبه شود. سطح مقطع جوش خورده، محیط یک بیضی است که از برش یک استوانه با یک صفحه که نرمال آن با استوانه مذکور زاویه ۲۵ درجه می‌سازد بدست آمده است. بنابراین چنانچه قطر بیرونی استوانه D_p باشد، قطر کوچک بیضی همان معادل D_p و قطر بزرگ بیضی برابر با $D_p/\cos 25^\circ$ خواهد بود. لذا سطح مقطع جوش با فرض اینکه لبه جوش h در نظر گرفته شود از رابطه (۷) بدست می‌آید:

$$A = \pi \left(\frac{D_p}{2} + h \right) \left(\frac{D_p}{2 \cos 25^\circ} + h \right) - \pi \frac{D_p}{2} \frac{D_p}{2 \cos 25^\circ} = \pi \left(\frac{D_p h (1 + \sec 25^\circ)}{2} + h^2 \right) \quad (7)$$

سطح مقطع موثر (کاهش یافته) برای محاسبه تنش‌ها (A_{red}) با ساده‌سازی به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود.

$$A_{red} = \frac{A}{\sqrt{2}} \simeq 0.707 \times \pi \left(\frac{D_p h (1 + \sec 25^\circ)}{2} + h^2 \right) \quad (8)$$

به طور کلی محاسبه تنش‌های در ناحیه جوشکاری بسیار پیچیده است. در اینجا نیز که وجود انحراف ۲۵ درجه‌ای منجر به پیچیده‌تر شدن هندسه جوش و تشکیل یک پروفیل فاقد تقارن محوری شده است، محاسبه سطح مقطع موثر بسیار پیچیده‌تر خواهد بود. لذا با فرضیات ساده‌سازی شده و محافظه‌کارانه، تنش‌های مختلف ناشی از نیروها و گشتاورهای وارده محاسبه می‌شوند و با فرض اینکه همه این تنش‌ها در یک صفحه وارد می‌شوند، به محاسبه تنش موثر وون مایزر پرداخته می‌شود. لذا در گام اول، تنش نرمال (σ_T) ناشی از نیروی دینامیکی وارد در طول لوله (F_T) که توسط رابطه (۶) محاسبه می‌شود، بدست می‌آید.

$$\sigma_T = \frac{F_T}{A_{red}} \quad (9)$$

نیروی وارد بر تکیه‌گاه ناشی از مدل یک درجه آزادی به کار رفته برای مطالعه ارتعاش عرضی (F_B) نیز دو اثر برش و خمش روی سطح مقطع جوش ایجاد خواهد کرد. اثر تنش برشی (τ_B) این نیرو نیز به صورت تقریبی از رابطه (۱۰) بدست می‌آید:

$$\tau_B = \frac{F_B}{A_{red}} \quad (10)$$

ضمناً، از ضرب اثر همین نیروی عرضی در طول لوله، گشتاور خمشی وارد بر تکیه‌گاه جوشکاری شده بدست می‌آید که تنش نرمال ناشی از آن (σ_B) نیز از رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود.

$$\sigma_B = \frac{F_B L_p}{I_w} \left(\frac{D_p}{2 \cos 25^\circ} + h \right) \quad (11)$$

بر این اساس، با فرض اینکه تمام تنش‌های محاسبه شده در روابط (۹) تا (۱۱) در یک صفحه (و با احتساب اعمال نیروهای عامل در سطح مقطع کاهش یافته) به صورت هم‌فاز ایجاد گردند، حداکثر مقدار تنش موثر وون مایزر نوسانی (σ_{va}) از رابطه (۱۲) بدست خواهد آمد:

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(\sigma_T + \sigma_B)^2 + 3\tau_B^2} \quad (12)$$

تمام تنش‌های محاسبه شده قبلی در اثر اعمال نیروهای دینامیکی بدست آمد. حال آنکه وزن و لنگر خمشی مجموعه مخزن انبساط حاوی روغن، اثرات نیرو و گشتاور خمشی در مقطع جوشکاری شده ایجاد می‌کند که منجر به ایجاد تنش‌های نرمال و برشی استاتیکی خواهد شد. حداکثر تنش نرمال از رابطه (۱۳) بدست خواهد آمد:

$$\sigma_{st} = \frac{(2M_p + M_c + M_o + M_a)g}{A_{red}} + \frac{[M_p g \frac{L_p}{2} + (M_c + M_o + M_a)g(L_p + \frac{D_c}{2})](\frac{D_p}{2 \cos 25^\circ} + h)}{I_w} \quad (13)$$

که در آن g شتاب گرانش زمین است. همچنین مقدار تنش برشی استاتیکی نیز از رابطه (۱۴) بدست می‌آید:

$$\tau_{st} = \frac{(2M_p + M_c + M_o + M_a)g}{A_{red}} \quad (14)$$

در نهایت مقدار تنش موثر وون مایز ناشی از نیروهای استاتیکی مقدار تنش موثر متوسط را تشکیل خواهد داد که از رابطه (۱۵) بدست می‌آید:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{st}^2 + 3\tau_{st}^2} \quad (15)$$

۲-۴ محاسبه ضریب اطمینان خستگی در اتصال جوشی مخزن انبساط

برای محاسبه ضریب اطمینان کافی است که تنش‌های متوسط و نوسانی موثر از روابط (۱۲) و (۱۵) محاسبه گردد و سپس به کمک معیار متداول گودمن (۱۶) می‌توان ضریب اطمینان (SF) برای داشتن عمر بی‌نهایت را بدست آورد [۹].

$$\frac{1}{SF} = \frac{\sigma_{va}}{S_e} + \frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}} \quad (16)$$

در رابطه فوق S_{ut} تنش نهایی ماده و S_e مقاومت خستگی ماده است که با اعمال ضرایب تصحیح ماینر روی حد دوام ماده از رابطه (۱۷) بدست می‌آید:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f (0.5 S_{ut}) \quad (17)$$

بنا بر توصیه‌های فنی، مقدار k_a که ضریب سطح است، در جوشکاری معادل با سطح آهنگری شده در نظر گرفته می‌شود که مقدار آن از رابطه (۱۸) بدست می‌آید:

$$k_a = 272 S_{ut}^{-0.995} \quad (18)$$

همچنین ضریب k_b برابر با واحد و ضریب k_c برابر با ۰/۸۵ در نظر گرفته می‌شود. ضرایب k_e نیز برای در نظر گرفتن قابلیت اعتماد ۹۰٪، برابر با ۰/۸۹۷ در نظر گرفته می‌شود. بدین ترتیب با مشخص بودن تمام پارامترهای لازم برای محاسبه ضریب اطمینان، می‌توان از رابطه (۱۶) برای این منظور استفاده کرد.

۳- نتایج

در این بخش نتایج حاصل از اعمال روش‌های تشریح شده در بخش قبلی روی ترانسفورماتور مورد مطالعه که مشخصات آن در جدول (۱) ارائه گردید، تبیین خواهد شد. با به کار بردن مقادیر پارامترها و استفاده از رابطه (۵) فرکانس طبیعی بدست آمده در جدول (۲) گزارش شده است.

جدول ۲- فرکانس‌های طبیعی مدل‌های یک درجه آزادی مورد نظر به ازای حالت‌های مختلف پر بودن مخزن انبساط

وضعیت مخزن انبساط	فرکانس طبیعی ارتعاش طولی	فرکانس طبیعی ارتعاش عرضی
مخزن خالی	۱۵۸۸ Hz	۱۰۳ Hz
مخزن نیمه پر (۵۰٪ روغن)	۱۰۶۵ Hz	۷۰ Hz
مخزن پر	۸۶۰ Hz	۵۷ Hz

برای بررسی ارتعاشات اجباری سیستم، با در نظر گرفتن وضعیت رزونانس، پاسخ به تحریک هارمونیک محاسبه می‌شود. برای این منظور سطح ارتعاش اعمال شده از طرف جاده بر اساس توصیه‌های استاندارد *IEC 60721 3* در نظر گرفته می‌شود. مطابق این استاندارد کلاس *2M4* برای حمل نقطه جاده‌ای با خودروی با کیفیت خوب در جاده‌های با کیفیت خوب تعریف شده است. به همین ترتیب کلاس *2M5* برای حمل نقل با خودروهای کیفیت متوسط در جاده با کیفیت متوسط تعریف شده است. سطح چگالی طیف توان شتاب در بازه فرکانسی 50 Hz تا 2000 Hz در این استاندارد برای کلاس *2M4* و *2M5* به ترتیب 0.5 و 1 با واحد $(m/s^2)^2/Hz$ مشخص شده است. بدین ترتیب مقادیر شتاب معادل در فرکانس منطبق بر فرکانس طبیعی مود ارتعاش عرضی (خمشی) در حالت مخزن نیمه‌پر برای کلاس‌های *2M4* و *2M5* به ترتیب برابر با $5/9\text{ m/s}^2$ و $8/4\text{ m/s}^2$ (به صورت هارمونیک در فرکانس 70 Hz) بدست می‌آید. جابجایی معادل برای این شتاب‌ها با فرض هارمونیک بودن حرکت به ترتیب 30 و 43 میکرومتر بدست می‌آید. حال با در دست داشتن تحریک، با به کار بردن رابطه (۶) مقدار نیروی وارد بر پایه در دو حالت خمشی و کششی بدست می‌آید که با در دست داشتن آنها، مقادیر تنش‌های معرفی شده در روابط (۹) تا (۱۲) مطابق جدول (۳) بدست می‌آیند.

جدول ۳- تنش‌های ناشی از نیروهای دینامیکی برای حالت نیمه‌پر مخزن انبساط به ازای دو کلاس حمل و نقل مختلف

کلاس	σ_T	σ_B	τ_B	σ_{va}
<i>2M4</i>	<i>0.19 MPa</i>	<i>9.6 MPa</i>	<i>0.45 MPa</i>	<i>9.8 MPa</i>
<i>2M5</i>	<i>0.27 MPa</i>	<i>13.6 MPa</i>	<i>0.64 MPa</i>	<i>13.9 MPa</i>

همچنین تنش‌های استاتیکی ناشی از وزن نیز با به کار بردن روابط (۱۳) تا (۱۵) مطابق جدول (۴) بدست می‌آیند:

جدول ۴- تنش‌های ناشی از نیروهای استاتیکی برای حالت نیمه‌پر مخزن انبساط

σ_{st}	τ_{st}	σ_{vm}
<i>10.3 MPa</i>	<i>0.38 MPa</i>	<i>10.4 MPa</i>

در نهایت با محاسبه حد دوام تصحیح شده مطابق رابطه (۱۷) و به کار بردن معیار گودمن مطابق رابطه (۱۶)، ضریب اطمینان با در نظر گرفتن قابلیت اعتماد معادل 90% برای دو کلاس مورد نظر مطابق جدول (۵) بدست می‌آید:

جدول ۵- ضریب اطمینان عمر خستگی بی‌نهایت بر اساس معیار گودمن برای حالت نیمه‌پر مخزن انبساط

کلاس	<i>SF</i>
<i>2M4</i>	<i>8.2</i>
<i>2M5</i>	<i>6.2</i>

لازم به توضیح است که کلیه محاسبات و نتایج ارائه شده بر اساس در نظر گرفتن نسبت میرایی 0.1 انجام شده است. بایستی توجه گردد که نسبت میرایی پارامتر بسیار موثری در دامنه پاسخ ارتعاشی سیستم و نیروهای منتقل شده به پایه در ناحیه رزونانسی است و تعیین مقدار آن نیازمند انجام آنالیز مودال تجربی روی سازه است. برای توجه بیشتر به این موضوع، تاکید می‌گردد که چنانچه نسبت میرایی 0.05 در نظر گرفته شود و محاسبات فوق تکرار گردد، ضریب اطمینان‌های عمر بینهایت برای کلاس *2M4* و *2M5* به ترتیب $4/7$ و $3/5$ بدست خواهد آمد. در همین راستا، تاکید می‌گردد که در روش ارائه شده و تحلیل حاضر، فرضیات ساده‌کننده‌ای در نظر گرفته شد که می‌تواند روی نتایج اثرگذار باشد. برای اطمینان از فرآیند پیشنهادی، انجام آزمایش‌های تجربی متعدد می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. البته انجام آزمایش خستگی برای صحنه‌سنجی نتیجه نهایی بسیار پرهزینه و عملاً غیرممکن است. اما با طرح‌ریزی و انجام برخی آزمایش‌ها جهت اطمینان از محاسبات میانی می‌توان برخی مراحل را صحنه‌سنجی نمود. همچنین شبیه‌سازی عددی نیز برای ارزیابی مطابقت نتایج می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد که در مراحل بعدی پژوهش حاضر، مورد استفاده قرار خواهد گرفت.

۴- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر اثر ارتعاشات موقع حمل و نقل ترانسفورماتور به صورت یک تحریک هارمونیک در نظر گرفته شد و تنش‌های دینامیکی ایجاد شده ناشی از این تحریک با مدل‌سازی دینامیکی به صورت دو سیستم یک درجه آزادی، روی اتصال جوشکاری شده مخزن انبساط به درب مخزن اصلی ترانسفورماتور توزیع 25 kVA مورد مطالعه قرار گرفت. نشان داده شد که تحریک در محدوده رزونانسی تنش‌های قابل توجه موضعی در قسمت جوشکاری شده ایجاد می‌کند که این تنش‌ها ممکن است منجر به خستگی اتصال جوشکاری شده گردد. در خصوص ترانسفورماتور مورد مطالعه، ضریب اطمینان عمر خستگی نامحدود در ناحیه جوشکاری شده برای دو کلاس $2M4$ و $2M5$ به ترتیب $8/2$ و $6/2$ بدست آمد. همچنین نشان داده شد که نسبت میرایی پارامتر مهمی در محاسبه نیروهای منتقل شده و تنش‌های ناشی از آن است که بدست آوردن آنها نیازمند انجام آنالیز مودال تجربی روی سازه می‌باشد. مطالعه انجام شده در مقاله حاضر صرفاً مربوط به یک اتصال مربوط به لوله نگهدارنده مخزن انبساط بوده است. برای بدست آوردن آستانه وارد شدن آسیب به ترانسفورماتورها در موقع حمل و نقل، لازم است محاسبات مشابهی برای تمام بخش‌های حساس تجهیز انجام گردد.

تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله لازم می‌دانند از شرکت ترانسفورماتورسازی کوشکن جهت در اختیار قرار دادن اطلاعات مربوط به ترانسفورماتور مورد مطالعه در پژوهش حاضر قدردانی نمایند.

مراجع

- 1- Devriendt, Christof, Patrick Guillaume, and Jose Lopez-Roldan. "Structural dynamics of a mobile substation during transport." *Engineering structures* 29, no. 12 (2007): 3377-3389.
- 2 - Lu, Fei, Yutaka Ishikawa, Takeo Shiina, and Takaaki Satake. "Analysis of shock and vibration in truck transport in Japan." *Packaging Technology and Science: An International Journal* 21, no. 8 (2008): 479-489.
- 3 - Lu, Fei, Yutaka Ishikawa, Hiroaki Kitazawa, and Takaaki Satake. "Effect of vehicle speed on shock and vibration levels in truck transport." *Packaging Technology and Science: An International Journal* 23, no. 2 (2010): 101-109.
- 4 - Fan, Yadong, Bing Xu, Jianguo Wang, Jinglu Wu, Zeting Liu, and Li Cai. "Transport Vibration and Shock Characteristics of A 110 kV/40MVA Vehicular Mobile Transformer." *IEEE Transactions on Electrical and Electronic Engineering* 17, no. 8 (2022): 1110-1120.
- 5 - JTG B01-2014. Technical standard of highway engineering. In Ministry of Transport of the People's Republic of China (MOT). China Communications Publishing Press: Beijing; 2015
- 6 - Manning, Melvin L. "Fundamentals of Insulating Transformers." *IEEE Electrical Insulation Magazine* 3, no. 6 (1987): 19-23.
- 7 - IEC 60721-3-2, "Classification of environmental conditions - Part 3-2: Classification of groups of environmental parameters and their severities - Transportation and Handling", Edition 2, 2018.
- 8 - Singiresu S. Rao, "Mechanical Vibrations", edition 5, Prentice Hall, 2011.
- 9 - Richard Gordon Budynas, J. Keith Nisbett, "Shigley's Mechanical Engineering Design", edition 10, McGraw, 2014.